

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2005年2月10日 (10.02.2005)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2005/012711 A1

- (51) 国際特許分類⁷: F02D 29/04, 29/00,
F15B 11/00, F04B 49/00, E02F 9/22
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2004/011305
- (22) 国際出願日: 2004年7月30日 (30.07.2004)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2003-285144 2003年8月1日 (01.08.2003) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒112-0004 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 中村 剛志 (NAKAMURA, Tsuyoshi) [JP/JP]; 〒300-0013 茨城県土浦市神

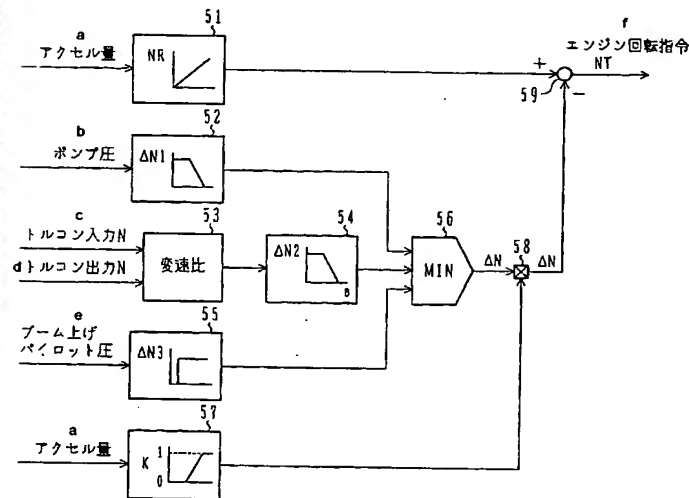
立町650番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産権部内 Ibaraki (JP). 杉山 玄六 (SUGIYAMA, Genroku) [JP/JP]; 〒300-0013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産権部内 Ibaraki (JP). 中村 和則 (NAKAMURA, Kazunori) [JP/JP]; 〒300-0013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産権部内 Ibaraki (JP). 平田 東一 (HIRATA, Toichi) [JP/JP]; 〒300-0013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産権部内 Ibaraki (JP).

- (74) 代理人: 春日 譲 (KASUGA, Yuzuru); 〒103-0001 東京都中央区日本橋小伝馬町1-3 共同ビル(新小伝馬町)7階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT,

[続葉有]

(54) Title: TRAVELING-TYPE HYDRAULIC WORKING MACHINE

(54) 発明の名称: 走行式油圧作業機



a...ACCELERATOR OPERATION AMOUNT
b...PUMP PRESSURE
c...TORQUE CONVERTER INPUT N
d...TORQUE CONVERTER OUTPUT N
53...SPEED CHANGE RATIO
e...BOOM RAISE PILOT PRESSURE
f...ENGINE SPEED COMMAND

(57) Abstract: A traveling-type hydraulic working machine has input means (42, 43) for issuing a command for a target speed of an engine (1), first detection means (44, 47) for detecting operating condition of a hydraulic actuator (13) etc., second detection means (45, 46) for detecting operating condition of traveling means, and engine speed control means (48, 51-59) for correcting the target speed of the engine (1) and controlling the speed of the engine, the correction and control being performed when the operating condition of the hydraulic actuator (13) etc. detected by the first detection means (44, 47) and the operating condition of the traveling means detected by the second detection means (45, 46) are each in a predetermined state. When traveling and a work actuator are operated in combination, work can be done based on an engine speed desired by an operator. An engine speed is automatically regulated when a work load changes, and as a result, combined capability of traveling and the work actuator is maintained in an excellent level, enabling efficient work.

(57) 要約: エンジン1の目標回転数を指令する入力手段42,43、油圧アクチュエータ13等の作動状況を検出する第1検出手段44,47、走行手段の作動状況を検出する第2検出手段45,46、第1検出手段44,47により検出された油圧アクチュエータ13等の作動状況と第2検出手段45,46により検出された走行手段の作動状況がそれぞれ特定の状態になると原動機1の目標回転数を補正し、原動機の回転数を制御する原動機回転数制御手段48,51~59を設ける。これにより走行式油圧作業機において、走行と作業アクチュエータとの複合操作時にオペレータの意図するエンジン回転数をベースとした作業が行えるもので、作業負荷変動時にはエンジン回転数を自動的に制御して走行と作業アクチュエータとの複合性を良好に保ち、効率的な作業を行えるようになる。



LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI,
NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG,
SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ,
VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF,
BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN,
TD, TG).

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE,

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明細書

走行式油圧作業機

技術分野

本発明は、原動機（エンジン）にトルクコンバータを含む走行手段と油圧ポンプを連結し、走行手段を作動させながら油圧ポンプの圧油によって作業アクチュエータを作動し所定の作業を行うテレスコピックハンドラー等の走行式油圧作業機に関する。

背景技術

この種の走行式油圧作業機の従来技術として特公平 8－3 0 4 2 7 号公報や特公平 8－3 0 4 2 9 号公報に記載のものがある。

特公平 8－3 0 4 2 7 号公報に記載の従来技術は、エンジン回転数、トルクコンバータの出力回転数、油圧ポンプの吐出圧を検出し、それらの情報から車体の状態を演算し、最終スロットル指令を演算することにより全自動でエンジン回転数を制御し、目標とするけん引力を得て履体滑りを生じさせないようにしたものである。

特公平 8－3 0 4 2 9 号公報に記載の従来技術は、予め複数のエンジン出力モードを設定しておき、作業時の負荷状況によってオペレータがそれらのモードの 1 つを選択し、ドージング作業時に必要なエンジン出力を得るようにしたものである。

特公平 8－3 0 4 2 7 号公報

特公平 8－3 0 4 2 9 号公報

発明の開示

テレスコピックハンドラー等の走行式油圧作業機により走行と作業アクチュエータの複合操作で作業を行うとき、作業状況によって作業アクチュエータの負荷圧（作業負荷）が大きく変動し、走行と作業アクチュエータとの複合性が悪化し

て作業効率を低下させる場合がある。

例えば、フロントアタッチメントとしてバケットを装着して行う作業として地山の掘削作業がある。この掘削作業では、アクセルペダルを操作してエンジン回転数を制御しながら走行力によりフロントアタッチメントであるバケットを土砂（掘削対象物）に押し込み、バケットに上方のフロント力を与えてバケットを上方に徐々に逃がすことにより土砂を掘削する。バケットの押し込み時は作業アクチュエータの負荷圧（作業負荷）が上昇し、油圧ポンプの吐出圧も上昇する重負荷作業となり、バケットの押し込み後バケットが上方に動いた際は作業アクチュエータの負荷圧（作業負荷）が下がり、軽負荷作業となる。従来一般的な走行式油圧作業機では、このように作業負荷が重負荷から軽負荷へと変化するときエンジン回転数が上昇してしまい、このエンジン回転数の上昇に伴ってトルクコンバータの入力トルクが増大し、バケットの上方移動時にバケットの突っ込み過ぎが生じるという問題があった。

また、他の作業として、アクセルペダルを操作して走行しながらバケットで表面土砂を剥ぎ取り平坦な地表面を形成する表土剥ぎ作業がある。この作業ではバケットが剥ぎ取る土砂の厚さや硬さに応じて作業アクチュエータの負荷圧（作業負荷）が変動する。従来一般的な走行式油圧作業機では、この表土剥ぎ作業でバケットが土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかりポンプ吐出圧（作業負荷）が上昇するとき、エンジン回転数僅かに低下するだけであり、走行速度はほとんど低下しないため、バケットは土砂の厚い部分或いは硬い部分を平らに剥ぎ取ることができず、平坦で良好な掘削面を形成することができなかった。

特公平8-30427号公報（特許文献1）に記載の従来技術においては、車体の状態を判断するための情報の1つとして油圧ポンプの吐出圧を検出している。しかし、このポンプ吐出圧は、ポンプ吸収トルク分に相当する補正值を加味して最終スロットル指令を求めるためのものであり、ポンプ吐出圧から作業負荷が特定の状態へ変化したかどうかは見ておらず、上述した作業負荷が変動し特定の状態になったときに生じる問題を解決することはできない。また、アクセルペダルの指令回転数とは無関係に自動的にエンジン回転数を制御しており、上述した土砂掘削作業や表土剥ぎ作業ではオペレータの意図通りの作業を行うことができない。

い。

特公平 8-30429 号公報（特許文献 2）に記載の従来技術は、作業負荷を検出しておらず、しかも予め設定したエンジン出力モードでのエンジン制御を行うのみであり、同様に作業負荷が変動し特定の状態になったときときに生じる問題を解決することはできない。

本発明の目的は、走行と作業アクチュエータとの複合操作時にオペレータの意図するエンジン回転数をベースとした作業が行えるもので、作業負荷変動時にエンジン回転数を自動的に制御して走行と作業アクチュエータとの複合性を良好に保ち、効率的な作業を行うことのできる走行式油圧作業機を提供することである。

（1）上記課題を解決するために、本発明は、少なくとも一つの原動機と、この原動機を架装する車体と、この車体に設けられ、前記原動機に連結されたトルクコンバータを含む走行手段と、前記原動機により駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプの圧油によって作動する少なくとも一つの作業アクチュエータと、この作業アクチュエータを制御する操作信号を発生する操作装置とを備えた走行式油圧作業機において、前記原動機の目標回転数を指令する入力手段と、前記作業アクチュエータの作動状況を検出する第 1 検出手段と、前記走行手段の作動状況を検出する第 2 検出手段と、前記第 1 検出手段により検出された作業アクチュエータの作動状況と前記第 2 検出手段により検出された走行手段の作動状況に基づいて前記原動機の目標回転数を補正し、前記原動機の回転数を制御する原動機回転数制御手段とを有するものとする。

このように入力手段で指令された目標回転数を補正することで原動機の回転数を制御することにより、オペレータの意図するエンジン回転数をベースとした作業を行うことができる。

また、作業アクチュエータの作動状況と走行手段の作動状況に基づいて原動機の目標回転数を補正し、原動機の回転数を制御するので、走行と作業アクチュエータとの複合操作による作業負荷変動時にエンジン回転数を自動的に制御して走行と作業アクチュエータとの複合性を良好に保ち、効率的な作業を行うことができる。

（2）上記（1）において、好ましくは、前記第 1 検出手段は、前記油圧ポン

プの吐出圧力及び前記作業アクチュエータの駆動圧力の少なくとも一方を検出する手段を含む。

これにより作業アクチュエータの作動状況を検出し、作業負荷変動時の回転数制御が可能となる。

(3) 上記(2)において、好ましくは、前記第1検出手段は、前記操作装置が発生する操作信号を検出する手段を更に含む。

これによりアクチュエータの動作方向も含めて作業アクチュエータの作動状況を検出し、より適切な回転数制御が可能となる。

(4) また、上記(1)において、好ましくは、前記第2検出手段は、前記トルクコンバータの入出力回転数を検出する手段であり、前記原動機回転数制御手段は、前記トルクコンバータの入出力回転数からトルクコンバータ速度比を演算し、このトルクコンバータ速度比により前記走行手段の作動状況を判断する手段を含む。

これにより走行手段の作動状況をトルクコンバータの速度比で判断し、適切な原動機の回転数制御が可能となる。

(5) 更に、上記(1)において、好ましくは、前記原動機回転数制御手段は、前記第1検出手段により検出された作業アクチュエータの作動状況と前記第2検出手段により検出された走行手段の作動状況がそれぞれ特定の状態になると前記原動機の補正回転数を演算する手段と、前記原動機の目標回転数から前記補正回転数を減算する手段とを含む。

これにより作業負荷変動時にエンジン回転数が低下するよう自動的に制御されるので、例えば地山の掘削作業や表土剥ぎ作業など、作業負荷変動時にエンジン回転数が下がることが望ましい作業において走行と作業アクチュエータとの複合性を良好に保ち、効率的な作業を行うことができる。

(6) また、上記(1)において、好ましくは、前記原動機回転数制御手段は、前記走行手段の作動状況がトルクコンバータストールに近い状態にあり、かつ前記作業アクチュエータの作動状況が軽負荷状態になると前記原動機の目標回転数を下げるように補正する手段を含む。

これにより例えば地山の掘削作業など、走行手段の作動状況がトルクコンバー

タストールに近い状態にありかつ作業負荷減少時にエンジン回転数が下がることが望ましい作業において走行と作業アクチュエータとの複合性を良好に保ち、効率的な作業を行うことができる。

(7) また、上記(1)において、好ましくは、前記原動機回転数制御手段は、前記走行手段の作動状況がトルクコンバースタールから遠い状態にあり、かつ前記作業アクチュエータの作動状況が重負荷状態になると前記原動機の目標回転数を下げないように補正する手段を含む。

これにより例えば表土剥ぎ作業など、走行手段の作動状況がトルクコンバースタールから遠い状態にありかつ作業負荷増大時にエンジン回転数が下がることが望ましい作業において作業アクチュエータとの複合性を良好に保ち、効率的な作業を行うことができる。

(8) 更に、上記(1)において、好ましくは、前記入力手段の入力量を検出する第3検出手段を更に有し、前記原動機回転数制御手段は、前記第3検出手段で検出された入力量が予め定めた値以上のときに前記原動機の目標回転数を補正する手段を含む。

これによりエンジン回転数が低速領域にあるときは原動機回転数制御手段は機能せず、必要なときにのみ適切な原動機の回転数制御が可能となる。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1の実施の形態に係わる走行式油圧作業機の全体システムを示す図である。

図2は、テレスコピックハンドラーの外観を示す側面図であり、アタッチメントとして荷役作業に用いるフォークを装着した場合を示す図である。

図3は、テレスコピックハンドラーの外観を示す側面図であり、アタッチメントとして掘削作業や表土剥ぎ作業に用いるバケットを装着した場合を示す図である。

図4は、本発明の第1の実施の形態におけるコントローラの処理機能を示す機能ブロック図である。

図5は、テレスコピックハンドラーによる掘削作業を示す図である。

図 6 は、掘削作業時のポンプ圧の変化を示す図である。

図 7 は、従来の一般的な走行式油圧作業機におけるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルク及びトルクコンバータ入力トルクとの関係、並びに掘削作業における走行系の動作状態を示す図である。

図 8 は、本発明の第 1 の実施の形態におけるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルク及びトルクコンバータ入力トルクとの関係、並びに掘削作業における走行系の動作状態を示す図である。

図 9 は、本発明の第 2 の実施の形態に係わる走行式油圧作業機の全体システムを示す図である。

図 10 は、本発明の第 2 の実施の形態におけるコントローラの処理機能を示す機能ブロック図である。

図 11 は、テレスコピックハンドラーによる表土剥ぎ作業を示す図である。

図 12 は、表土剥ぎ作業時のポンプ圧の変化を示す図である。

図 13 は、従来の一般的な走行式油圧作業機におけるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルク及びトルクコンバータ入力トルクとの関係、並びに表土剥ぎ作業における走行系の動作状態を示す図である。

図 14 は、本発明の第 2 の実施の形態におけるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルク及びトルクコンバータ入力トルクとの関係、並びに表土剥ぎ作業における走行系の動作状態を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施の形態を図面を用いて説明する。

図 1 は、本発明の第 1 の実施の形態に係わる走行式油圧作業機の全体システムを示す図である。

図 1 において、本実施の形態に係わる走行式油圧作業機は、原動機であるディーゼルエンジン（以下単にエンジンという）1 と、エンジン 1 により駆動される作業系 2 及び走行系 3 と、エンジン 1 の制御系 4 とを備えている。

作業系 2 は、エンジン 1 により駆動される油圧ポンプ 12 と、油圧ポンプ 12 から吐出される圧油によって作動する複数の油圧アクチュエータ（作業アクチュ

エータ) 13, 14, 15, 16と、油圧ポンプ12と複数の油圧アクチュエータ13, 14, 15, 16との間に設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁17, 18, 19, 20と、方向切換弁17, 18, 19, 20を切り換え油圧アクチュエータ13, 14, 15, 16を制御するパイロット圧(操作信号)を発生させる複数の操作レバー装置23, 24, 25, 26と、操作レバー装置23, 24, 25, 26に元圧となる圧油を供給するパイロット油圧ポンプ27とを有している。

走行系3は、エンジン1の出力軸に油圧ポンプ12と直列に連結されたトルクコンバータ31と、このトルクコンバータ31の出力軸に連結されたトランスミッション(T/M)32と、このトランスミッション32にディファレンシャルギヤ33, 34を介して連結された前輪35及び後輪36とを有している。

エンジン制御系4は、エンジン1の燃料噴射量を調整する電子ガバナ41と、オペレータにより操作され目標とするエンジン回転数(以下、目標回転数という)を指令するアクセルペダル42と、アクセルペダル42の操作量(アクセル量)を検出する位置センサー43と、油圧アクチュエータの作動状況として油圧ポンプ2の吐出圧を検出する圧力センサー44と、エンジン1の出力回転数(トルクコンバータ31の入力回転数)を検出する回転センサー45と、トルクコンバータ31の出力回転数を検出する回転センサー46と、油圧アクチュエータの作動状況として操作レバー装置23が出力するパイロット圧のうちの油圧アクチュエータ13の伸び方向のパイロット圧(ブーム上げパイロット圧)を検出する圧力センサー47と、位置センサー43、圧力センサー44、回転センサー45, 46、圧力センサー47からの入力信号に基づき所定の演算処理を行い、電子ガバナ41に指令信号を出力するコントローラ48とから構成されている。

図2及び図3にテレスコピックハンドラー(別名リフトトラック)の外観を示す。

本実施の形態において、走行式油圧作業機は例えばテレスコピックハンドラーであり、テレスコピックハンドラーは、車体101と、車体101上に位置する運転室102と、車体101に運転室102の側部を起伏可能に取り付けられた伸縮可能なブーム103と、ブーム103の先端に回転可能に取り付けられたア

タッチメント 104 又は 105 とを備え、車体 101 に上記の前輪 35 及び後輪 36 が取り付けられ、エンジン 1 の動力で前輪 35 及び後輪 36 を駆動することにより走行する。ブーム 103 とアタッチメント 104 又は 105 は作業装置を構成する。図 2 のアタッチメント 104 は荷役作業に用いるフォークであり、図 3 のアタッチメント 105 は掘削作業や表土剥ぎ作業などに用いるバケットである。

図 1 に戻り、油圧アクチュエータ 13, 14, 15 は例えばそれぞれブームシリンダ、テレスコピックシリンダ、アタッチメントシリンダであり、ブーム 103 はブームシリンダ 13 の伸縮により起伏動作するとともに、テレスコピックシリンダ 14 の伸縮により伸縮動作し、アタッチメント 104 又は 105 はアタッチメントシリンダ 15 の伸縮によりチルト動作する。図 1 の油圧アクチュエータ 16 は、例えばフロントアタッチメントをスイーパに交換したときにスイーパのブラシを回転させるための油圧モータである。エンジン 1、油圧ポンプ 12、トルクコンバータ 31、トランスミッション 32 等の各機器は車体 101 に装架されている。

図 4 にコントローラ 48 の処理機能を機能ブロック図で示す。

図 4 において、コントローラ 48 は、基準目標回転数演算部 51、第 1 補正回転数演算部 52、速度比演算部 53、第 2 補正回転数演算部 54、第 3 補正回転数演算部 55、最小値選択部 56、補正要否係数演算部 57、乗算部 58、減算部 59 の各機能を有している。

基準目標回転数演算部 51 は、位置センサー 43 からのアクセル量の検出信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、そのときのアクセル量に対応する基準目標回転数 N_R を演算する。基準目標回転数 N_R は作業時にオペレータが意図するエンジン回転数であり、メモリのテーブルには、アクセル量が増大するに従って基準目標回転数 N_R が増大するように両者の関係が設定されている。

第 1 補正回転数演算部 52 は、圧力センサー 44 からのポンプ圧の検出信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、そのときのポンプ圧に対応する第 1 補正回転数 ΔN_1 を演算する。第 1 補正回転数 ΔN_1 は、油圧ポ

ンプ12の吐出圧が低い（作業負荷が小さい）とき、つまり作業系2が軽負荷状態にあるときにエンジン回転数を下げるためのものであり、メモリのテーブルには、ポンプ圧が第1設定値よりも低いときは $\Delta N1 = \Delta NA$ であり、ポンプ圧が上昇するに従い $\Delta N1$ が小さくなり、ポンプ圧が第2設定値（＞第1設定値）以上になると $\Delta N1 = 0$ となるよう両者の関係が設定されている。

速度比演算部53は、回転数センサー45、46からのトルクコンバータ31の入出力回転数の検出信号を入力し、 $e = \text{出力回転数} / \text{入力回転数}$ の演算を行い、トルクコンバータ速度比 e を算出する。

第2補正回転数演算部54は、速度比演算部53で演算されたトルクコンバータ速度比 e を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、そのときのトルクコンバータ速度比 e に対応する第2補正回転数 $\Delta N2$ を演算する。第2補正回転数 $\Delta N2$ は、トルクコンバータ速度比 e が小さいとき（トルクコンバータ31がストールに近い状態にあるとき）、つまり走行系3が牽引力（走行力）を必要とする作動状況にあるときにエンジン回転数を下げるためのものであり、メモリのテーブルには、トルクコンバータ速度比 e が第1設定値よりも小さいときは $\Delta N2 = \Delta NB$ であり、トルクコンバータ速度比 e が上昇するに従い $\Delta N2$ が小さくなり、トルクコンバータ速度比 e が第2設定値（＞第1設定値）以上になると $\Delta N2 = 0$ となるよう両者の関係が設定されている。

第3補正回転数演算部55は、圧力センサー47からのブーム上げパイロット圧の検出信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、そのときのブーム上げパイロット圧に対応する第3補正回転数 $\Delta N3$ を演算する。第3補正回転数 $\Delta N3$ は、ブーム上げの操作がされているときにエンジン回転数を下げるためのものであり、メモリのテーブルには、ブーム上げパイロット圧が0付近の設定値を超えると $\Delta N3 = \Delta NC$ となるように両者の関係が設定されている。

最小値選択部56は、第1補正回転数 $\Delta N1$ 、第2補正回転数 $\Delta N2$ 、第3補正回転数 $\Delta N3$ のうちの最も小さい値を選択し、補正回転数 ΔN とする。ここで、第1補正回転数演算部52の ΔNA 、第2補正回転数演算部54の ΔNB 、第3補正回転数演算部55の ΔNC は、それぞれ例えば $\Delta NA = \Delta NB = \Delta NC$ と設

定されており、第1補正回転数演算部52、第2補正回転数演算部54、第3補正回転数演算部55がそれぞれ ΔN_A 、 ΔN_B 、 ΔN_C を演算した場合、最小値選択部56は予め決めた論理によりそのうちの1つ、例えば ΔN_A を選択する。

補正要否係数演算部57は、位置センサー43からのアクセル量の検出信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、そのときのアクセル量に対応する補正要否係数 K を演算する。補正要否係数 K は、作業時にオペレータが意図する目標回転数が低速領域ありエンジン回転数を下げる必要のないときはエンジン回転数を下げないようにするためのもの（目標回転数が中速或いは高速領域にあるときにのみエンジン回転数を下げるためのもの）であり、メモリのテーブルには、アクセル量が第1設定値より少ないときは $K=0$ であり、アクセル量が第1設定値より増大するに従って K が増大し、アクセル量が第2設定値

($>$ 第1設定値)を超えると $K=1$ となるよう両者の関係が設定されている。アクセル量が第1設定値より増大するに従って K が増大するよう設定したのは、目標回転数が中速領域にあるときは、それに応じてエンジン回転数を下げることができるようにするためである。なお、この機能が不要である場合は、アクセル量が第2設定値或いはその付近の値より少ないときは $K=0$ であり、アクセル量がそれを超えると $K=1$ となるよう両者の関係をON/OFF的に設定してもよく、これにより目標回転数が高速領域にあるときのみエンジン回転数を下げることができる。

乗算部58は、最小値選択部56で得た補正回転数 ΔN に補正要否係数演算部57で演算した係数 K を乗じ、最終的な補正回転数 ΔN を得る。

減算部59は、基準目標回転数演算部51で演算した基準目標回転数 N_R から乗算部58で演算した補正回転数 ΔN を減算し、エンジン制御の目標回転数 N_T を求める。この目標回転数 N_T は、既知の方法により目標燃料噴射量に変換され、指令信号として電子ガバナ41に出力される。

以上において、アクセルペダル42及び位置センサー43は、原動機であるエンジン1の目標回転数を指令する入力手段を構成し、圧力センサ44、47は、作業アクチュエータである油圧アクチュエータ13等の作動状況を検出する第1検出手段を構成し、回転センサ45、46は、走行手段の作動状況を検出する第

2 検出手段を構成し、コントローラ 4 8 の基準目標回転数演算部 5 1、第 1 補正回転数演算部 5 2、速度比演算部 5 3、第 2 補正回転数演算部 5 4、第 3 補正回転数演算部 5 5、最小値選択部 5 6、減算部 5 9 の各機能は、第 1 検出手段 4 4、4 7 により検出された油圧アクチュエータ 1 3 等の作動状況と第 2 検出手段 4 5、4 6 により検出された走行手段の作動状況に基づいて原動機 1 の目標回転数を補正し、原動機の回転数を制御する原動機回転数制御手段を構成する。

次に、本実施の形態の動作を説明する。

図 5 は、アタッチメントとしてバケット 1 0 5 を装着し、テレスコピックハンダラーにより地山の掘削作業を行うときの様子を示す図である。図 6 は、掘削作業時の油圧ポンプ 1 2 の吐出圧（ポンプ圧）の変化を示す図である。

地山の掘削作業では、アクセルペダル 4 2（図 1）を操作してエンジン 1 の回転数を所望の値に設定しながらトルクコンバータ 3 1 を介してエンジン 1 が出力する走行力 F_t によりバケット 1 0 5 を地山の土砂 2 0 0 に押し込み、ブームシリンダ 1 3 やアタッチメントシリンダ 1 5（図 1）を操作してブーム 1 0 3 の上げやバケット 1 0 5 のチルト動作によりバケット 1 0 5 に上向きのフロント力 F_f を与え、バケット 1 0 5 を上方に徐々に逃がすことにより土砂を掘削する。この作業では、バケットの押し込み時は作業アクチュエータであるブームシリンダ 1 3 及び／又はアタッチメントシリンダ 1 5 の負荷圧（作業負荷）が上昇し、油圧ポンプ 1 2（図 1）の吐出圧も上昇し（重負荷作業；図 6 の区間 A）、バケット 1 0 5 の押し込み後バケット 1 0 5 が上方に動いた際は作業アクチュエータ 1 3、1 5 の負荷圧（作業負荷）が下がり、ポンプ圧も低下する（軽負荷作業；図 6 の区間 B）。

図 7 は、従来の一般的な走行式油圧作業機におけるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルク及びトルクコンバータ入力トルクとの関係、並びに図 5 及び図 6 に示した掘削作業における動作状態を示す図であり、アクセルペダルによる目標回転数（図 4 の基準目標回転数 N_R ）を最大（定格）の N_{Rmax} に設定した場合のものである。図中、TE は電子ガバナ 4 1 の燃料噴射量が最大となる全負荷領域におけるエンジン出力トルクの特性格、TR は電子ガバナ 4 1 の燃料噴射量が最大となる前のレギュレーション領域におけるエンジン出力トルクの特性格、TPA

はコンバインストール時など油圧ポンプ 1 2 が最大吸収トルクを消費しているときのポンプ吸収トルク（最大ポンプ吸収トルク）、 T_{EP} は T_E から T_P を引いた油圧ポンプ 1 2 が最大吸収トルクを消費しているときのトルクコンバータ入力トルク、 T_T はトルクコンバータ 3 1 がストール状態にある時のトルクコンバータ入力トルクの特徴である。トルクコンバータ 3 1 のストール状態とは出力回転数が 0 となる状態、つまり速度比 $e = 0$ となる状態である。また、コンバインドストールとは、トルクコンバータ 3 1 がストール状態（ $e = 0$ ）にあり、かつ油圧ポンプ 1 2 の吐出圧が図示しないメインリリーフ弁の設定圧まで上昇しリリーフ状態にある状態である。

図 5 及び図 6 に示した掘削作業において、バケット突っ込み時の区間 A の動作状態は図 7 の A 点に対応し、バケット突っ込み後のバケット上方移動時の区間 B の動作状態は図 7 の B 点に対応する。

図 5 及び図 6 に示した掘削作業では、テレスコピックハンドラーの走行速度は 0 に近く、トルクコンバータ 3 1 はほぼストール状態（ $e = 0$ ）にある。また、バケット押し込み時はポンプ圧はリリーフ圧まで上昇し、ポンプ吸収トルクは最大の T_{PA} となり、コンバインドストール状態（重負荷状態）にある（A 点）。バケット押し込み後バケット 1 0 5 が上方に動いた際はポンプ圧が低下し、ポンプ吸収トルクも T_{PA} から T_{PB} へと減少し、軽負荷状態となる（B 点）。その結果、走行系の動作点は A 点から B 点に移動し、実際のエンジン回転数は A 点の N_A から B 点の N_B へと上昇する。

このように従来の一般的な走行式油圧作業機では、作業負荷が重負荷から軽負荷へと変化するとき、実際のエンジン回転数は N_A から N_B へと上昇してしまい、このエンジン回転数の上昇に伴ってトルクコンバータ 3 1 の入力トルクも T_{TA} から T_{TB} へと増大し、バケット 1 0 5 の突っ込み過ぎが生じるという問題がある。

図 8 は、本実施の形態におけるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルク及びトルクコンバータ入力トルクとの関係、並びに図 5 に示した掘削作業における動作状態を示す図であり、アクセルペダル 4 2 による目標回転数（図 4 の基準目標回転数 N_R ）を最大（定格）の N_{Rmax} に設定した場合のものである。

本実施の形態では、図 5 及び図 6 に示した掘削作業において、バケット押し込み時はコントローラ 48 で次のような演算処理が行われ、エンジン回転数が制御される。

まず、基準目標回転数演算部 51 では、基準目標回転数として、アクセルペダル 42 のアクセル量から最大の目標回転数 NR_{max} が演算される。

バケット押し込み時は、ポンプ圧はリリーフ圧まで上昇し（重負荷状態；図 6 の区間 A）、第 1 補正回転数演算部 52 では、 $\Delta N_1 = 0$ が演算される。

また、掘削作業時はトルクコンバータ 31 の出力回転数が 0 となるストールに近い状態にあって、速度比演算部 53 では $e \approx 0$ が演算されるため、第 2 補正回転数演算部 54 では、 $\Delta N_2 = \Delta N_B$ が演算される。

更に、バケット押し込み時はブーム上げ操作をしない場合は、第 3 補正回転数演算部 55 では $\Delta N_3 = 0$ が演算され、ブーム上げ操作をする場合は、第 3 補正回転数演算部 55 では $\Delta N_3 = \Delta N_C$ が演算される。

よって、最小値選択部 56 では、 $\Delta N = 0$ が選択される。

一方、アクセルペダル 42 は最大の目標回転数 NR_{max} を指令する操作状態であり、補正要否係数演算部 57 では、 $K = 1$ が演算され、乗算部 58 では、 $\Delta N = 0 \times 1 = 0$ が演算される。

その結果、減算部 59 では、 $NT = NR_{max} - 0 = NR_{max}$ が演算され、アクセルペダル 42 による目標回転数 NR_{max} がそのまま制御用の目標回転数となり、従来と同様なエンジン回転数制御が行われる。つまり、図 8 において、走行系 3 は従来と同じ A 点で動作し、実際のエンジン回転数は NA となる。

バケット押し込み後のバケット上方移動時は、コントローラ 48 で次のような演算処理が行われ、エンジン回転数が制御される。

まず、基準目標回転数演算部 51 では、バケット突っ込み時と同様、基準目標回転数として最大の目標回転数 NR_{max} が演算される。

バケット押し込み後のバケット上方移動時は、ポンプ圧が低下し（軽負荷状態；図 6 の区間 B）、第 1 補正回転数演算部 52 では、 $\Delta N_1 = \Delta N_A$ が演算される。

また、バケット押し込み後のバケット上方移動時もトルクコンバータ 31 の出

力回転数が0となるストールに近い状態にあり、速度比演算部53では $e \approx 0$ が演算され、第2補正回転数演算部54では、 $\Delta N_2 = \Delta N_B$ が演算される。

また、バケット押し込み後のバケット上方移動時は、ブームシリンダ13を伸長し、ブーム上げを行うので、第3補正回転数演算部55では、 $\Delta N_3 = \Delta N_C$ が演算される。

よって、最小値選択部56では、 $\Delta N = \text{MIN}(\Delta N_A, \Delta N_B, \Delta N_C)$ 、例えば $\Delta N = \Delta N_A$ が選択される。

一方、アクセルペダル42は最大の目標回転数 NR_{max} を指令する操作状態であり、補正要否係数演算部57では、 $K=1$ が演算され、乗算部58では、 $\Delta N = \Delta N_A \times 1 = \Delta N_A$ が演算される。

その結果、減算部59では、 $NT = NR_{max} - \Delta N_A$ が演算され、制御用の目標回転数はアクセルペダル41による設定回転数よりも ΔN_A だけ低下し、この目標回転数によりエンジン制御が行われる。

図8において、 N_x はその低下した目標回転数($NT = NR_{max} - \Delta N_A$)を示す。このように本実施の形態では、バケット押し込み後のバケット上方移動時は目標回転数が低下する結果、ポンプ圧(作業負荷)が低下しても実際のエンジン回転数はバケット押し込み時とほとんど変わらず、バケット押し込み時とほぼ同じA点付近の値に保たれる。従って、従来のようなバケット105の突っ込み過ぎは生じない。また、エンジン回転数が低下するため燃費を向上することができる。

以上のように本実施の形態によれば、走行と作業アクチュエータとの複合操作である地山の掘削作業時にオペレータの意図するエンジン回転数をベースとした作業が行えると共に、作業負荷低下時にはエンジン回転数を自動的に下げて走行と作業アクチュエータとの複合性を良好に保ち、効率的な作業を行うことができる。また、エンジン回転数が低下するので燃費を向上することができる。

また、本実施の形態では、油圧アクチュエータ13の作動状況としてポンプ圧だけでなくブーム上げのパイロット圧も検出するので、掘削作業を的確に検出することができる。

更に、補正要否係数演算部57を設け、目標回転数が低速領域にあるときはエ

エンジン回転数の下げ制御を行わないようにしたので、エンジン回転数の不要な低下を防止することができる。

本発明の第2の実施の形態を図9～図14を用いて説明する。本実施の形態は、テレスコピックハンドラーを用いて表土剥ぎ作業を行う場合のものである。

図9は、本実施の形態に係わる走行式油圧作業機の全体システムを示す図である。本実施の形態においては、エンジン制御系4Aに備えられる油圧アクチュエータの作動状況の検出手段として、第1の実施の形態にあった操作レバー装置23のブーム上げのパイロット圧を検出する圧力センサーに代え、操作レバー装置23のブーム下げのパイロット圧を検出する圧力センサー47Aが設けられ、コントローラ48Aは、その圧力センサー47Aと、位置センサー43、圧力センサー44、回転センサー45、46からの入力信号に基づき所定の演算処理を行い、電子ガバナ41に指令信号を出力する。それ以外の全体システムの構成は第1の実施の形態と同じである。

図10に本実施の形態に係わるコントローラ48Aの処理機能を機能ブロック図で示す。図中、図4に示した機能と同等のものには同じ符号を付している。

図10において、本実施の形態に係わるコントローラ48は、基準目標回転数演算部51、第1補正回転数演算部52A、速度比演算部53、第2補正回転数演算部54A、第3補正回転数演算部55A、最小値選択部56、補正要否係数演算部57、乗算部58、減算部59の各機能を有している。

第1補正回転数演算部52Aは、圧力センサー44からのポンプ圧の検出信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、そのときのポンプ圧に対応する第1補正回転数 $\Delta N1$ を演算する。第1補正回転数 $\Delta N1$ は、油圧ポンプ12の吐出圧が高い（作業負荷が大きい）とき、つまり作業系2が重負荷状態にあるときにエンジン回転数を下げるためのものであり、メモリのテーブルには、ポンプ圧が第1設定値よりも低いときは $\Delta N1 = 0$ であり、ポンプ圧が上昇するに従い $\Delta N1$ が増大し、ポンプ圧が第2設定値（>第1設定値）以上になると $\Delta N1 = \Delta NA$ となるよう両者の関係が設定されている。

第2補正回転数演算部54Aは、速度比演算部53で演算されたトルクコンバータ速度比 e を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、その

ときのトルクコンバータ速度比 e に対応する第 2 補正回転数 ΔN_2 を演算する。第 2 補正回転数 ΔN_2 は、トルクコンバータ速度比 e が大きいとき（トルクコンバータ 31 がストールから遠い状態にあるとき）、つまり走行系 3 が牽引力（走行力）を必要としない作動状況にあるときにエンジン回転数を下げるためのものであり、メモリのテーブルには、トルクコンバータ速度比 e が第 1 設定値よりも小さいときは $\Delta N_2 = 0$ であり、トルクコンバータ速度比 e が上昇するに従い ΔN_2 が増大し、トルクコンバータ速度比 e が第 2 設定値（ $>$ 第 1 設定値）以上になると $\Delta N_2 = \Delta N_B$ となるよう両者の関係が設定されている。

第 3 補正回転数演算部 55 は、圧力センサー 47A からのブーム下げのパイロット圧の検出信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、そのときのブーム下げパイロット圧に対応する第 3 補正回転数 ΔN_3 を演算する。第 3 補正回転数 ΔN_3 は、ブーム下げの操作がされているときにエンジン回転数を下げるためのものであり、メモリのテーブルには、ブーム下げパイロット圧が 0 付近の値を超えると $\Delta N_3 = \Delta N_C$ となるように両者の関係が設定されている。

それ以外の機能、つまり基準目標回転数演算部 51、速度比演算部 53、最小値選択部 56、補正要否係数演算部 57、乗算部 58、減算部 59 の機能は第 1 の実施の形態のものと同じであり、最小値選択部 56 は、第 1 補正回転数 ΔN_1 、第 2 補正回転数 ΔN_2 、第 3 補正回転数 ΔN_3 のうちの最も小さい値を選択し、補正回転数 ΔN とし、乗算部 58 は、最小値選択部 56 で得た補正回転数 ΔN に補正要否係数演算部 57 で演算した係数 K を乗じて最終的な補正回転数 ΔN を演算し、減算部 59 は、基準目標回転数演算部 51 で演算した基準目標回転数 N_R から乗算部 58 で演算した補正回転数 ΔN を減算してエンジン制御の目標回転数 N_T を求める。この目標回転数 N_T は、既知の方法により目標燃料噴射量に変換され、指令信号として電子ガバナ 41 に出力される。

次に、本実施の形態の動作を説明する。

図 11 は、アタッチメントとしてバケット 105 を装着し、テレスコピックハンドラーにより表土剥ぎ作業を行うときの様子を示す図である。表土剥ぎ作業でもアタッチメントとしてバケット 105 が装着される。図 12 は、表土剥ぎ作業時の油圧ポンプ 12 の吐出圧（ポンプ圧）の変化を示す図である。

表土剥ぎ作業は、アクセルペダル42（図1）を操作して所望のエンジン回転数で走行しながら、ブームシリンダ13やアタッチメントシリンダ15（図1）を操作してブーム下げやバケットチルト動作により下向きのフロント力 F_f を与えてバケット105を地面に押し付け、バケット105で凹凸のある表面土砂201を剥ぎ取り平坦な地表面を形成する作業である。この作業では、バケットが剥ぎ取る表面土砂201の厚さや硬さに応じてブームシリンダ13やアタッチメントシリンダ15の負荷圧（作業負荷）が変化する。つまり、土砂の厚さが薄い場合土砂が柔らかい場合は、ブームシリンダ13及び／又はアタッチメントシリンダ15の負荷圧（作業負荷）は低下し（重負荷作業；図12の区間E）、バケット105が土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかりとブームシリンダ13及び／又はアタッチメントシリンダ15の負荷圧（作業負荷）は上昇する（軽負荷作業；図12の区間F）。

図13は、従来の一般的な走行式油圧作業機におけるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルク及びトルクコンバータ入力トルクとの関係、並びに図11及び図12に示した表土剥ぎ作業における動作状態を示す図であり。アクセルペダルによる目標回転数（図10の基準目標回転数 N_R ）を最大（定格）の N_{Rmax} に設定した場合のものである。図中、 T_E 、 T_R 、 T_{EP} は、図7で説明したのと同じ特性である。 T_{TE} はトルクコンバータ31が走行状態（ストール（ $e=0$ ）から遠い状態）にあるときのトルクコンバータ入力トルクの特性であり、一例として $e=0.8$ の時の特性を示している。

図11及び図12に示した表土剥ぎ作業において、土砂の厚さが薄い場合土砂が柔らかいときの区間Eの動作状態は図13のE点に対応し、バケット105が土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかったときの区間Fの動作状態は図12のF点に対応する。

図11及び図12に示した表土剥ぎ作業では、テレスコピックハンドラーは走行しながら作業を行っており、トルクコンバータ31の出力回転数は比較的高く、速度比は例えば $e=0.8$ 付近にある。また、剥ぎ取る土砂の厚さが薄い場合土砂が柔らかいときのポンプ圧は低く、ポンプ吸収トルクは小さく例えば図示の T_{PE} 程度である（E点）。バケット105が土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかる

とポンプ圧が上昇し、ポンプ吸収トルクは TPE から TPF へと増加する（ F 点）。その結果、走行系の動作点は E 点から F 点に移動し、実際のエンジン回転数は E 点の NE から F 点の EF へとわずかに低下する。

このように従来の一般的な走行式油圧作業機では、表土剥ぎ作業でバケットが土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかりポンプ圧（作業負荷）が上昇するとき、実際のエンジン回転数は NE から EF へと僅かに低下するだけであり、走行速度はほとんど低下しない。このためバケット 105 は土砂が厚い或いは硬いにも係わらず速い速度で動かされ、無理に土砂を剥ぎ取ってしまい、平坦で良好な掘削面を形成することができない。

図 14 は、本実施の形態におけるエンジン出力トルクとポンプ吸収トルク及びトルクコンバータ入力トルクとの関係、並びに図 11 及び図 12 に示した表土剥ぎ作業における動作状態を示す図であり、アクセルペダル 42 による目標回転数（図 10 の基準目標回転数 NR ）を最大（定格）の NR_{max} に設定した場合のものである。

本実施の形態では、図 11 及び図 12 に示した表土剥ぎ作業において、土砂の厚さが薄い或は柔らかいときはコントローラ $48A$ で次のような演算処理が行われ、エンジン回転数が制御される。

まず、基準目標回転数演算部 51 では、基準目標回転数として、アクセルペダル 42 のアクセル量から最大の目標回転数 NR_{max} が演算される。

剥ぎ取る土砂の厚さが薄い或は柔らかいときは、ポンプ圧は低下し（軽負荷状態；図 12 の区間 E ）、第 1 補正回転数演算部 $52A$ では、 $\Delta N1 = 0$ が演算される。

また、表土剥ぎ作業時はトルクコンバータ 31 の出力回転数が比較的高く（ストール状態から遠く）、速度比演算部 53 では速度比として例えば上記の $e = 0.8$ が演算され、第 2 補正回転数演算部 $54A$ では、 $\Delta N2 = \Delta NB$ が演算される。

更に、表土剥ぎ作業ではブーム下げを行うので、第 3 補正回転数演算部 $55A$ では、 $\Delta N3 = \Delta NC$ が演算される。

よって、最小値選択部 56 では、 $\Delta N = 0$ が選択される。

一方、アクセルペダル 42 は最大の目標回転数 NR_{max} を指令する操作状態

であり、補正要否係数演算部 57 では、 $K = 1$ が演算され、乗算部 58 では、 $\Delta N = 0 \times 1 = 0$ が演算される。

その結果、減算部 59 では、 $N_T = N_{Rmax} - 0 = N_{Rmax}$ が演算され、アクセルペダル 42 による目標回転数 N_{Rmax} がそのまま制御用の目標回転数となり、従来と同様なエンジン回転数制御が行われる。つまり、図 14 において、走行系 3 は従来と同じ E 点で動作し、実際のエンジン回転数は N_E となる。

バケット 105 が土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかったときは、コントローラ 48A で次のような演算処理が行われ、エンジン回転数が制御される。

まず、基準目標回転数演算部 51 では、剥ぎ取る土砂の厚さが薄いか柔らかいときと同様、基準目標回転数として最大の目標回転数 N_{Rmax} が演算される。

バケット 105 が土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかったときは、ポンプ圧が上昇し（重負荷状態；図 12 の区間 F）、第 1 補正回転数演算部 52A では、 $\Delta N_1 = \Delta N_A$ が演算される。

また、表土剥ぎ作業では、バケット 105 が土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかったときもテレスコピックハンドラーは走行を続け、トルクコンバータ 31 はストールから遠い状態にあるので、速度比演算部 53 では速度比として例えば $e = 0.75$ が演算され、第 2 補正回転数演算部 54A では、 $\Delta N_2 = \Delta N_B$ が演算される。

更に、表土剥ぎ作業ではブーム下げを行うので、第 3 補正回転数演算部 55A では、 $\Delta N_3 = \Delta N_C$ が演算される。

よって、最小値選択部 56 では、 $\Delta N = \text{MIN}(\Delta N_A, \Delta N_B, \Delta N_C)$ 、例えば $\Delta N = \Delta N_A$ が選択される。

一方、アクセルペダル 42 は最大の目標回転数 N_{Rmax} を指令する操作状態であり、補正要否係数演算部 57 では、 $K = 1$ が演算され、乗算部 58 では、 $\Delta N = \Delta N_A \times 1 = \Delta N_A$ が演算される。

その結果、減算部 59 では、 $N_T = N_{Rmax} - \Delta N_A$ が演算され、制御用の目標回転数はアクセルペダル 41 による設定回転数よりも ΔN_A だけ低下し、この目標回転数によりエンジン制御が行われる。

図 14 において、 N_y はその低下した目標回転数（ $N_T = N_{Rmax} - \Delta N$ ）

A) であり、 $T T J$ はエンジン回転数低下後の例えば $e = 0.75$ の時のトルクコンバータ入力トルクである。

本実施の形態では、バケット 105 が土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかり、ポンプ圧が上昇し、ポンプ吸収トルクは $T P E$ から $T P F$ へと増加し、作業負荷が増加する一方、上記のように目標回転数が低下し、走行系 3 の動作点は E 点から J 点に移行する。 $T P J$ は移行後おトルクコンバータ入力トルクである。その結果、実際のエンジン回転数は E 点の $N E$ から J 点の $N F$ へと低下し、走行速度も低下する。このためバケット 105 は土砂の厚い部分或いは硬い部分をゆっくりとした速度で丁寧に掘削し、平坦で良好な掘削面を形成することができる。

図 14 において、 $N y$ はその低下した目標回転数 ($N T = N R_{max} - \Delta N A$) であり、走行系 3 の動作点は E 点から J 点に移動し、実際のエンジン回転数は E 点の $N E$ から J 点の $N F$ へと低下する。 $T T J$ はエンジン回転数低下後の例えば $e = 0.75$ の時のトルクコンバータ入力トルク特性であり、 $T P J$ は動作点移動後のトルクコンバータ入力トルクである。

このように本実施の形態では、バケット 105 が土砂の厚い部分や硬い部分にぶつかり、ポンプ圧が上昇してポンプ吸収トルクは $T P E$ から $T P F$ へと増加し、作業負荷が増加する一方、目標回転数が低下して走行系 3 の動作点は E 点から J 点に移行し、実際のエンジン回転数は $N E$ から $N F$ へと低下するため、走行速度も低下し、その結果、バケット 105 は土砂の厚い部分或いは硬い部分をゆっくりとした速度で丁寧に掘削し、平坦で良好な掘削面を形成することができる。また、エンジン回転数が低下するため燃費も向上する。

以上のように本実施の形態によっても、走行と作業アクチュエータとの複合操作である表土剥ぎ作業時にオペレータの意図するエンジン回転数をベースとした作業が行えると共に、作業負荷増大時にはエンジン回転数を自動的に制御して走行と作業アクチュエータとの複合性を良好に保ち、効率的な作業を行うことができる。また、エンジン回転数が低下するので燃費を向上することができる。

なお、以上述べた実施の形態では、作業例として地山の掘削作業（第 1 の実施の形態）、表土剥ぎ作業（第 2 の実施の形態）を行う場合について説明したが、本発明はこれに限られるものではない。

例えば、第2の実施の形態では、テレスコピックハンドラーを用いて表土剥ぎ作業を行う場合について説明したが、アタッチメントとしてスイーパを取り付けて清掃作業を行う場合にも適用することができる。スイーパによる清掃作業では、ブームの下げ操作によりスイーパを道路に押し付けながら走行し、図1に示した油圧モータ16を回転させることによりスイーパのブラシを回転し、ホッパーにゴミ等の落下物を収集する。この作業でも、従来は、排除する物体が増加してもエンジン回転数は大きく変化しないため、走行速度は変わらず、排除残しが発生するという問題がある。第2の実施の形態のシステムによれば、スイーパによる清掃作業において排除する物体が増加した場合は、表土剥ぎ作業の場合と同様に目標回転数は自動的に低下し、実際のエンジン回転数も低下する。このため走行速度が遅くなり、排除残しが発生することがなくなる。

また、上記の実施の形態では、走行式油圧作業機としてテレスコピックハンドラーについて説明したが、トルクコンバータ付きのものであればそれ以外の走行式油圧作業機に適用しても、同様の効果が得られる。テレスコピックハンドラー以外のトルクコンバータ付き走行式油圧作業機としては、例えば、ホイールショベル、ホイールローダ等がある。

更に、上記の実施の形態では、第1補正回転数演算部52又は52Aにおいて、圧力センサー44からのポンプ圧の検出信号を入力し、作業系2の負荷状態を判断したが、油圧アクチュエータ13等の駆動圧を検出する圧力センサーを設け、この圧力センサからの検出信号を入力してもよい。

また、第1～第3補正回転数演算部52、54、55或いは52A、54A、55Aでエンジン回転数を変えるための値として補正回転数(0～1の値)を演算し、減算部59でそれを基準目標回転数から減算したが、補正回転数演算部の代わりに補正係数を演算する演算部を設け、減算部の代わりに乗算部を設け、補正係数を基準目標回転数に乗じて制御用の目標回転数を求めてもよい。

また、作業アクチュエータの作動状況を検出するための手段として、ポンプ圧だけでなくブーム上げ又はブーム下げのパイロット圧を検出し、それぞれでエンジン回転数補正値を求めたが、アクチュエータの動作方向に係わらず作業負荷変動時にエンジン回転数を制御したい場合は、ポンプ圧だけを検出し補正回転数を

演算してもよく、この場合は第3補正回転数演算部55又は55Aは設けなくてもよい。また、作業アクチュエータの作動状況を検出するための手段として操作装置が発生する操作信号を検出手段を設ける場合、1つの操作信号（ブーム上げ又はブーム下げのパイロット圧）を検出したが、2つ以上の操作信号を検出してもよく、この場合より正確に作業アクチュエータの作動状況を把握することができる。

更に、作業負荷変動時にエンジン回転数を制御したい作業が目標回転数を高速領域に設定した場合に限られるものである場合は、補正要否係数演算部57はなくてもよい。

産業上の利用可能性

本発明によれば、走行式油圧作業機により走行と油圧アクチュエータ（作業アクチュエータ）の複合操作で作業を行うとき、入力手段で指令された目標回転数を補正することで原動機の回転数を制御するので、オペレータの意図するエンジン回転数をベースとした作業を行うことができる。また、作業状況によって作業アクチュエータの負荷圧（作業負荷）が変動しても、原動機の回転数が自動的に制御されるので、走行と作業アクチュエータとの複合性を良好に保ち、効率的な作業を行うことができる。

請求の範囲

1. 少なくとも一つの原動機(1)と、この原動機を架装する車体(101)と、この車体に設けられ、前記原動機に連結されたトルクコンバータ(31)を含む走行手段(3)と、前記原動機により駆動される油圧ポンプ(12)と、この油圧ポンプの圧油によって作動する少なくとも一つの作業アクチュエータ(13-16)と、この作業アクチュエータを制御する操作信号を発生する操作装置(23-26)とを備えた走行式油圧作業機において、

前記原動機(1)の目標回転数を指令する入力手段(42)と、

前記作業アクチュエータ(13-16)の作動状況を検出する第1検出手段(44)と、

前記走行手段(3)の作動状況を検出する第2検出手段(45, 46)と、

前記第1検出手段により検出された作業アクチュエータの作動状況と前記第2検出手段により検出された走行手段の作動状況に基づいて前記原動機の目標回転数を補正し、前記原動機の回転数を制御する原動機回転数制御手段(52-59)とを有することを特徴とする走行式油圧作業機。

2. 請求項1記載の走行式油圧作業機において、

前記第1検出手段は、前記油圧ポンプ(12)の吐出圧力及び前記作業アクチュエータ(13-16)の駆動圧力の少なくとも一方を検出する手段(44)を含むことを特徴とする走行式油圧作業機。

3. 請求項2記載の走行式油圧作業機において、

前記第1検出手段は、前記操作装置(23)が発生する操作信号を検出する手段(47A)を更に含むことを特徴とする走行式油圧作業機。

4. 請求項1記載の走行式油圧作業機において、

前記第2検出手段は、前記トルクコンバータ(31)の入出力回転数を検出する手段(45, 46)であり、前記原動機回転数制御手段は、前記トルクコンバータの入出力回転数からトルクコンバータ速度比を演算し、このトルクコンバータ速度比によ

り前記走行手段(3)の作動状況を判断する手段(53, 54)を含むことを特徴とする走行式油圧作業機。

5. 請求項1記載の走行式油圧作業機において、

前記原動機回転数制御手段は、前記第1検出手段(44)により検出された作業アクチュエータ(13-16)の作動状況と前記第2検出手段(45, 46)により検出された走行手段(3)の作動状況がそれぞれ特定の状態になると前記原動機(1)の補正回転数を演算する手段(52-56)と、前記原動機の目標回転数から前記補正回転数を減算する手段(59)とを含むことを特徴とする走行式油圧作業機。

6. 請求項1記載の走行式油圧作業機において、

前記原動機回転数制御手段は、前記走行手段(3)の作動状況がトルクコンバータストールに近い状態にあり、かつ前記作業アクチュエータ(13-16)の作動状況が軽負荷状態になると前記原動機(1)の目標回転数を下げるように補正する手段(52-54, 56, 59)を含むことを特徴とする走行式油圧作業機。

7. 請求項1記載の走行式油圧作業機において、

前記原動機回転数制御手段は、前記走行手段(3)の作動状況がトルクコンバータストールから遠い状態にあり、かつ前記作業アクチュエータ(13-16)の作動状況が重負荷状態になると前記原動機(1)の目標回転数を下げるように補正する手段(52A, 53, 54A, 56, 59)を含むことを特徴とする走行式油圧作業機。

8. 請求項1記載の走行式油圧作業機において、

前記入力手段(42)の入力量を検出する第3検出手段(43)を更に有し、

前記原動機回転数制御手段は、前記第3検出手段で検出された入力量が予め定めた値以上のときに前記原動機の目標回転数を補正する手段(57, 58)を含むことを特徴とする走行式油圧作業機。

図1

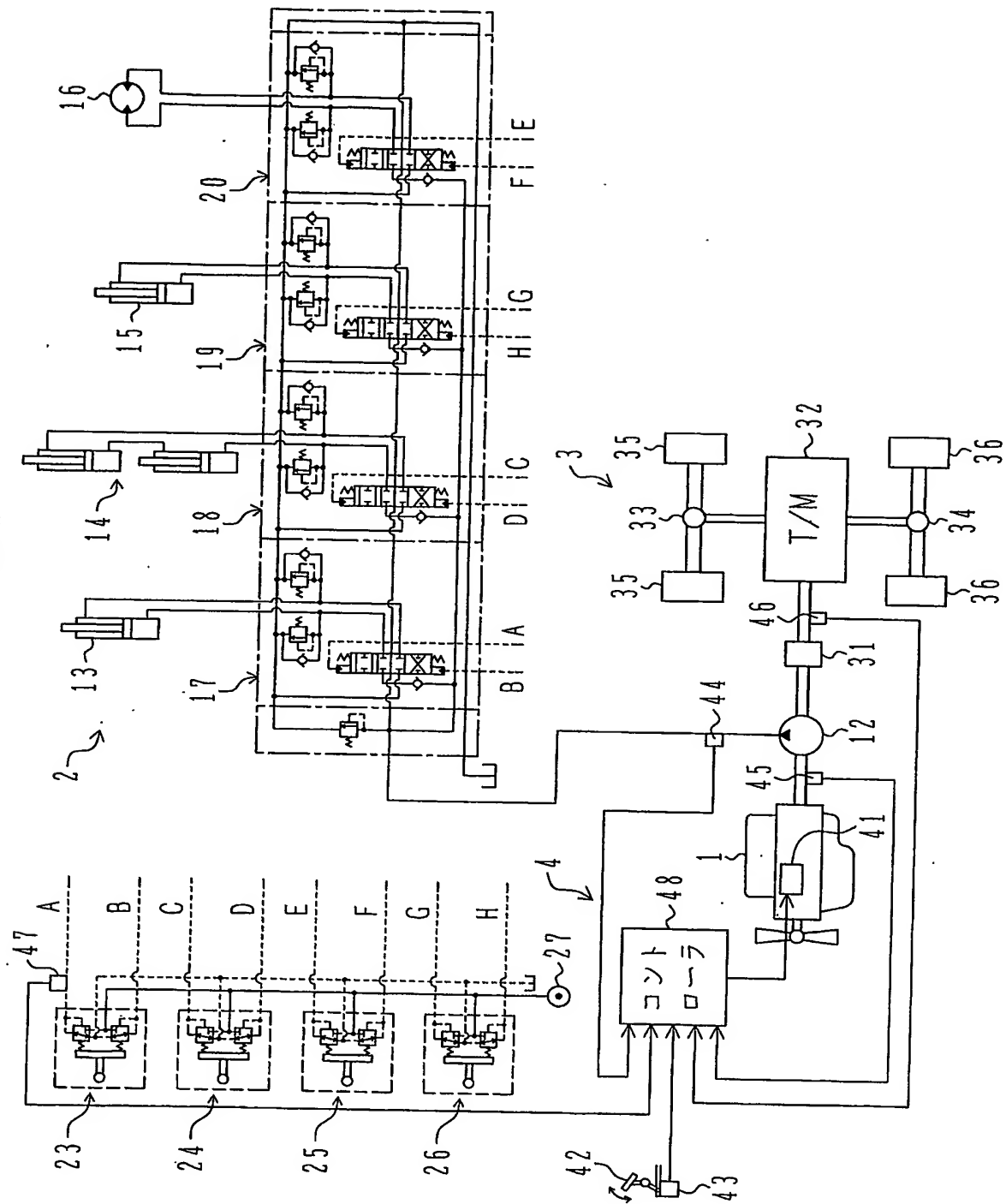


図2

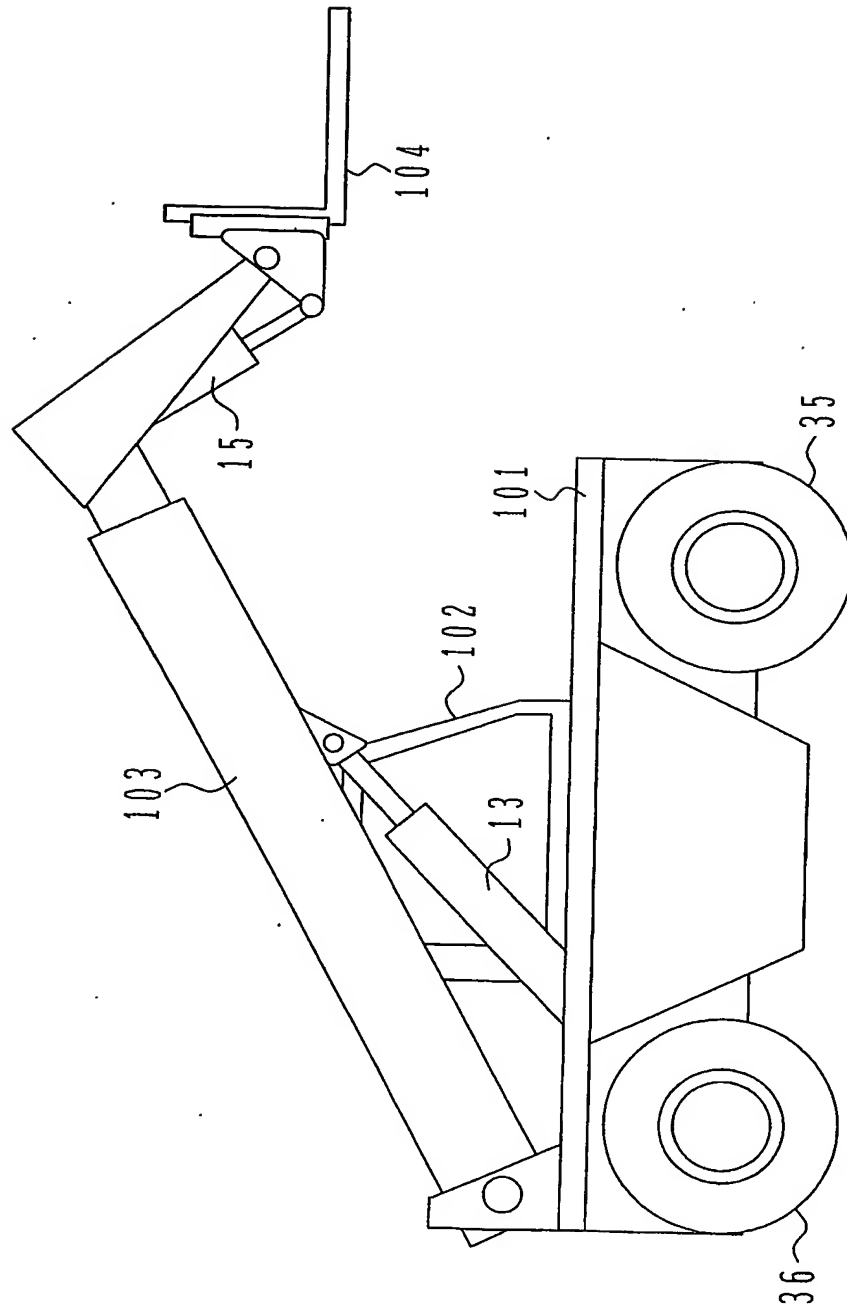
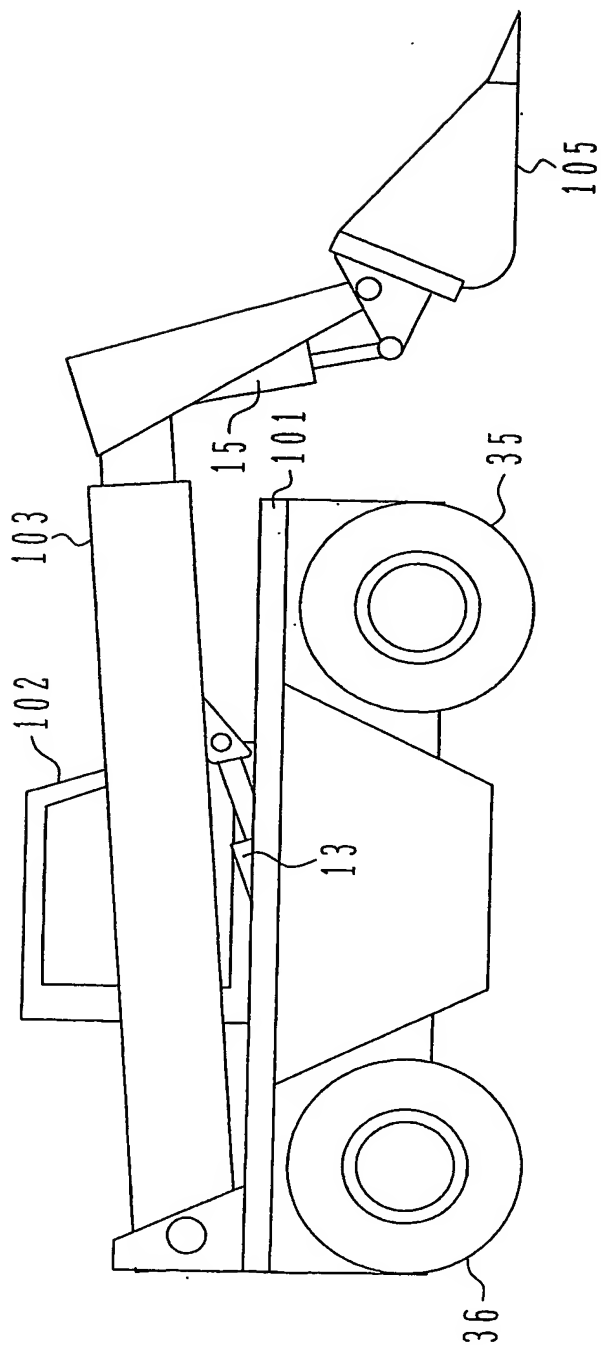


図3



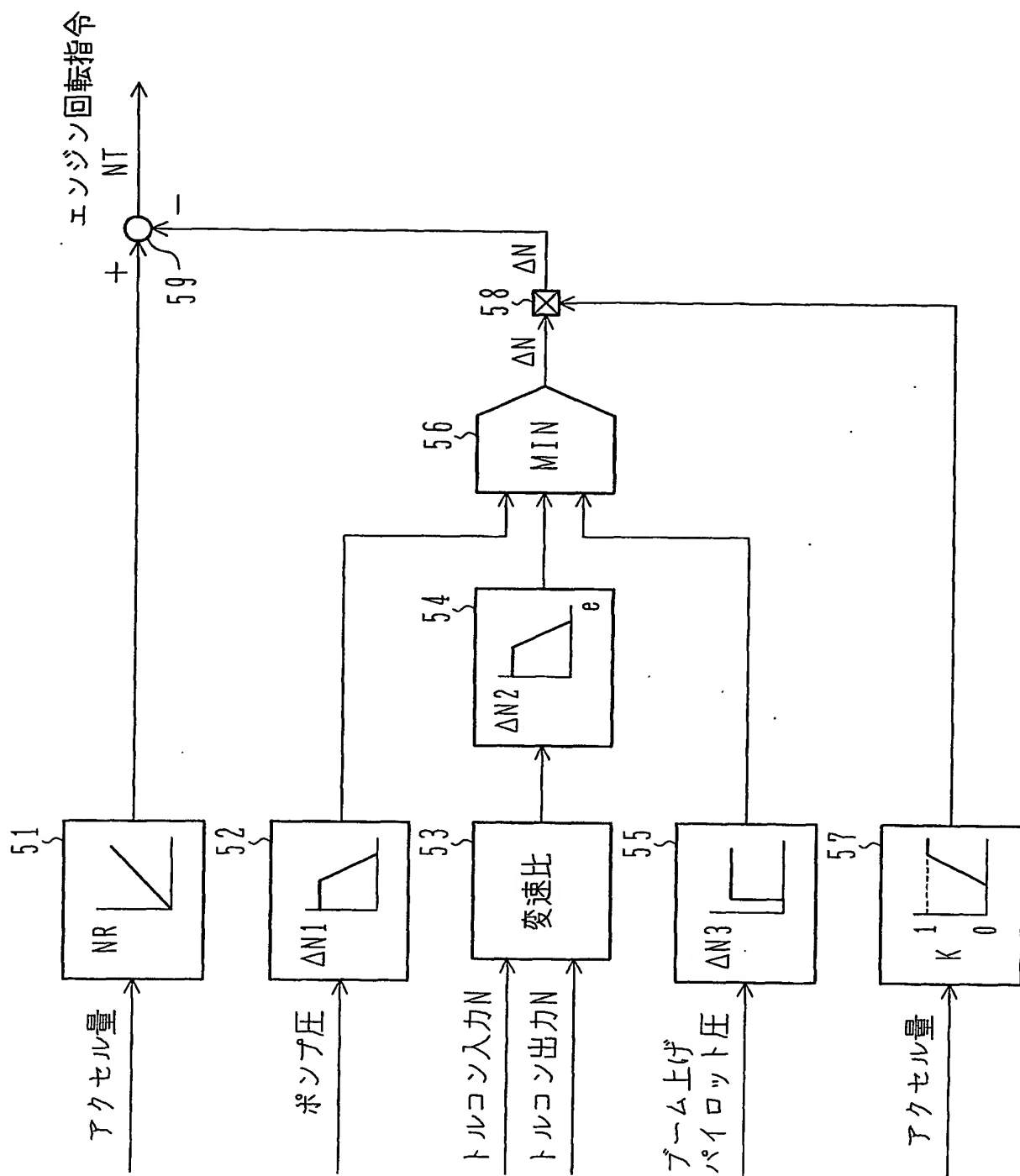


図 5

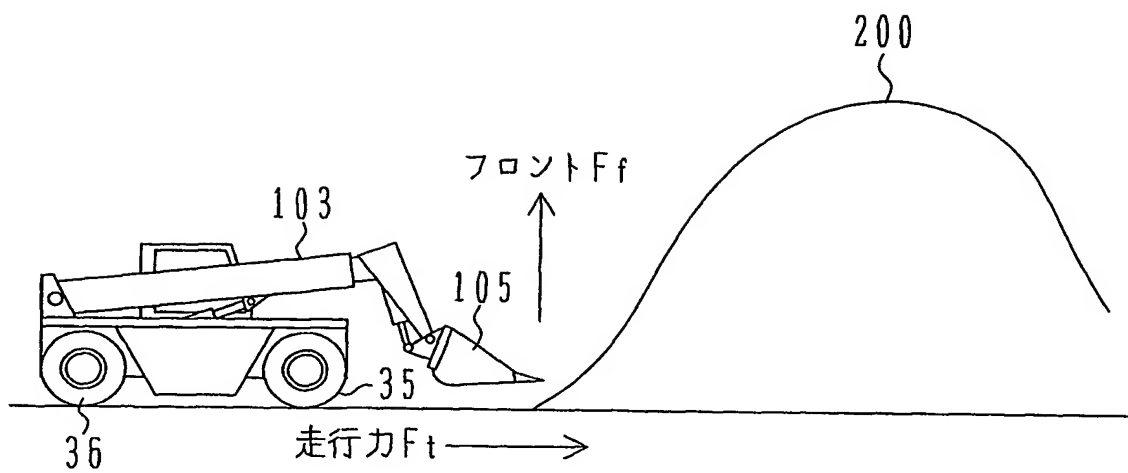


図 6

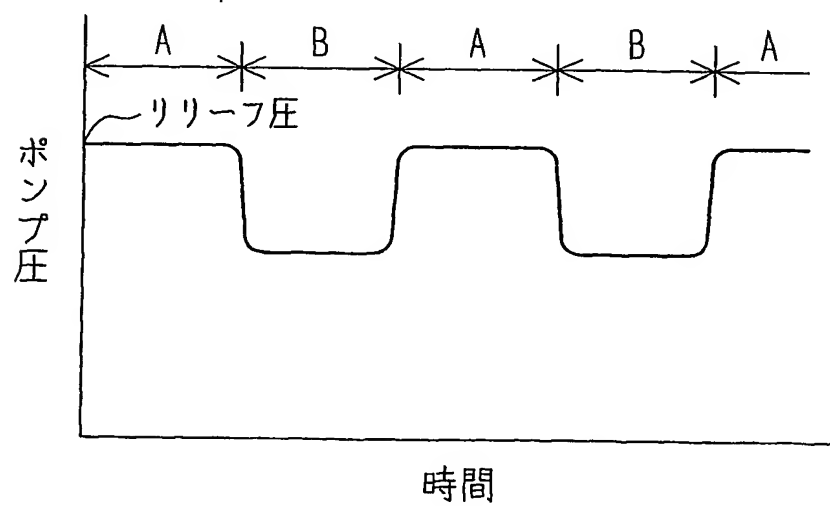


図 7

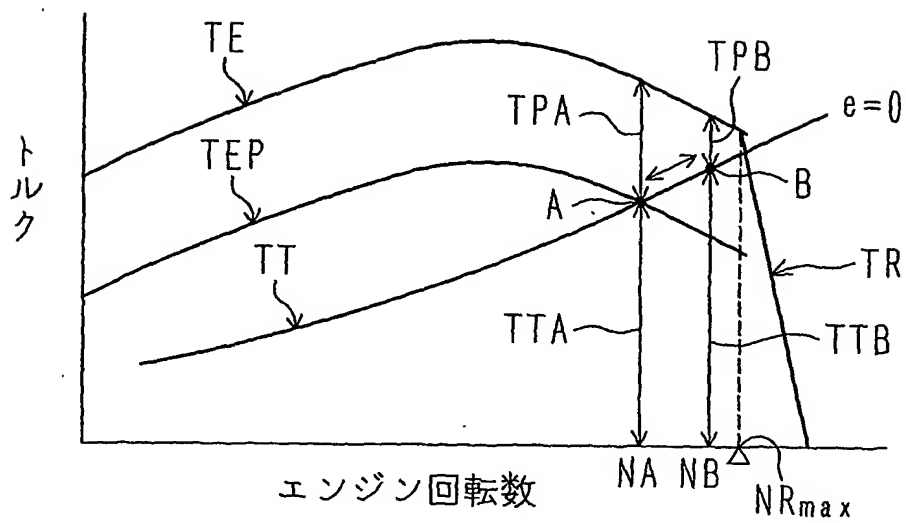


図 8

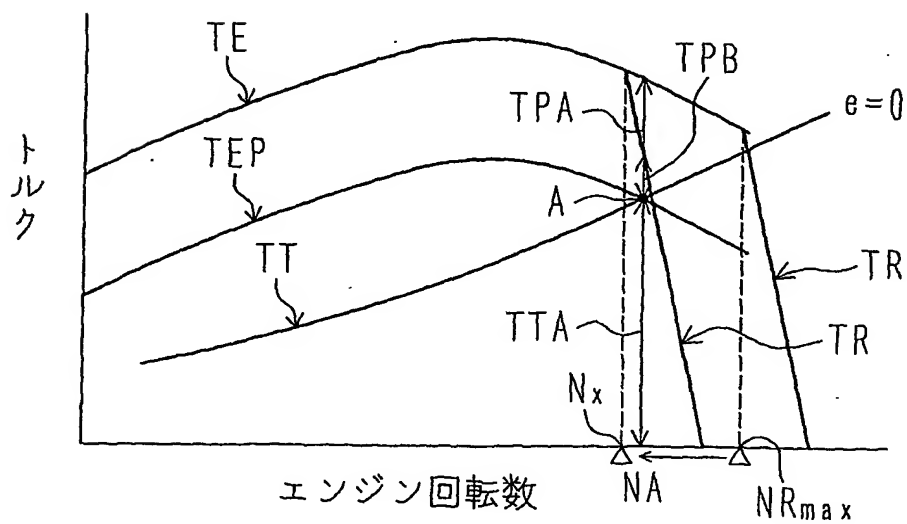


図9

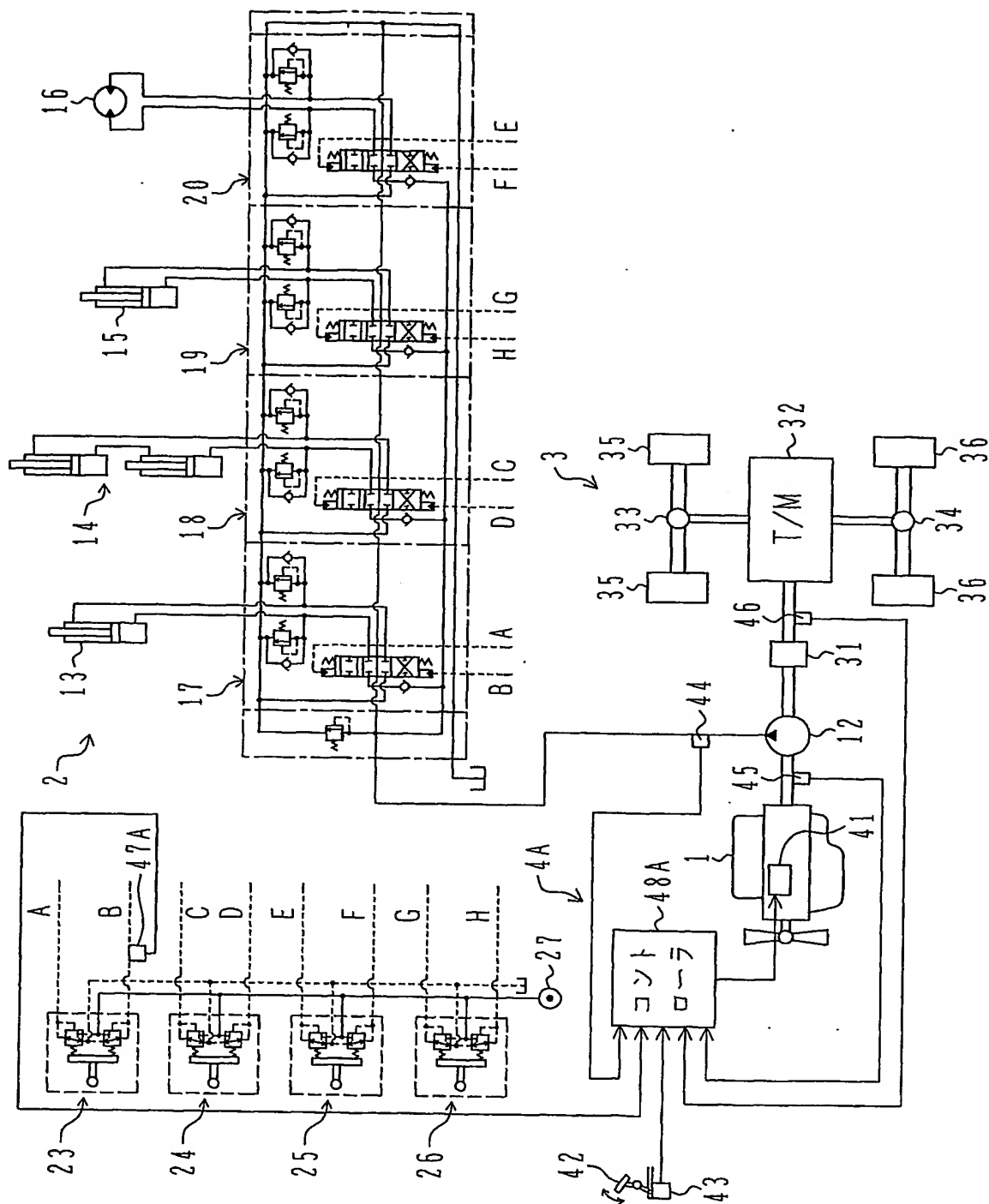


図10

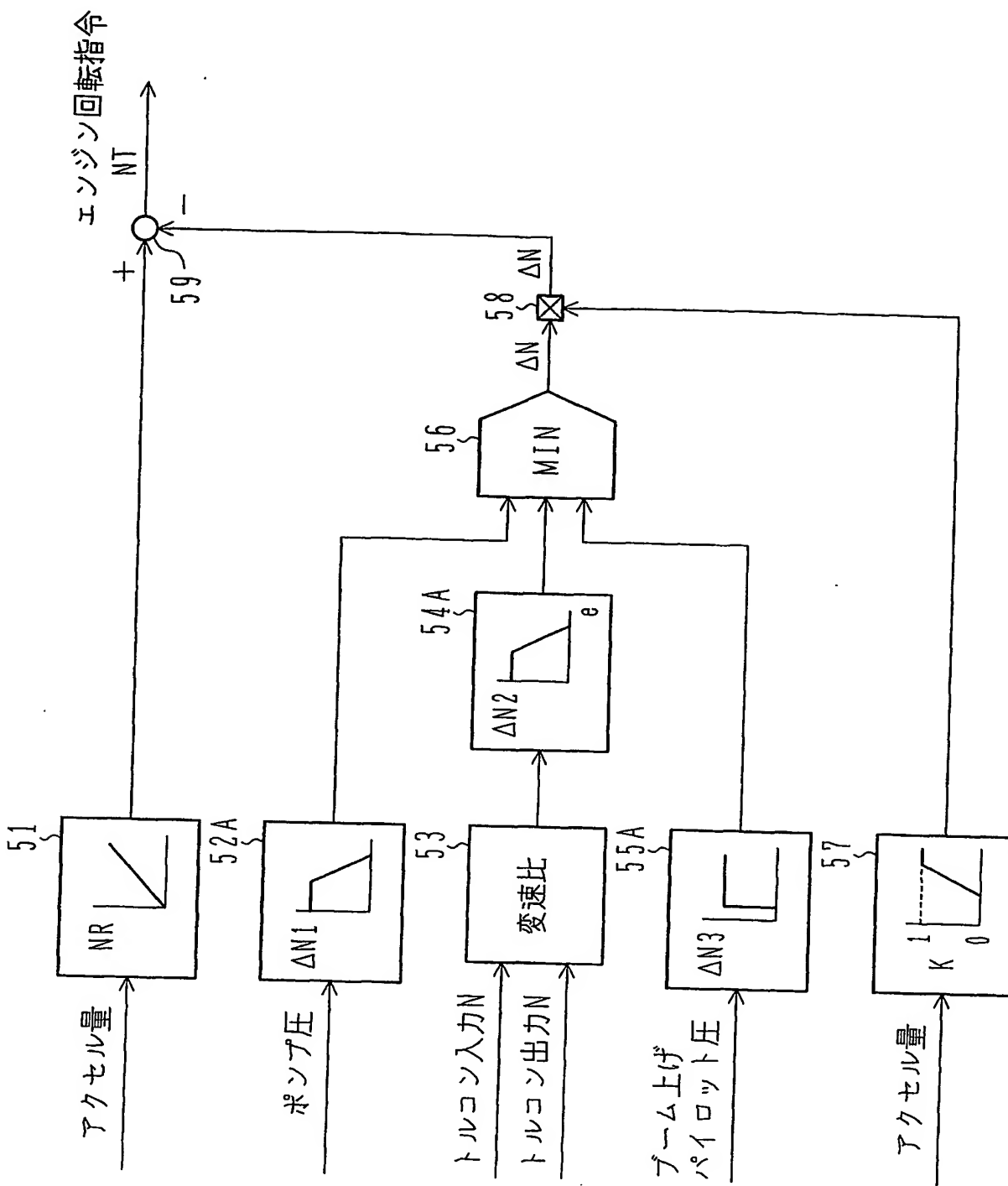


図 11

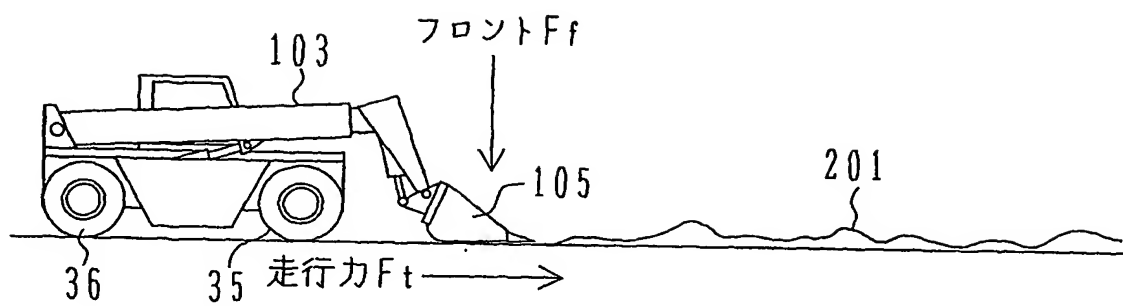


図 12

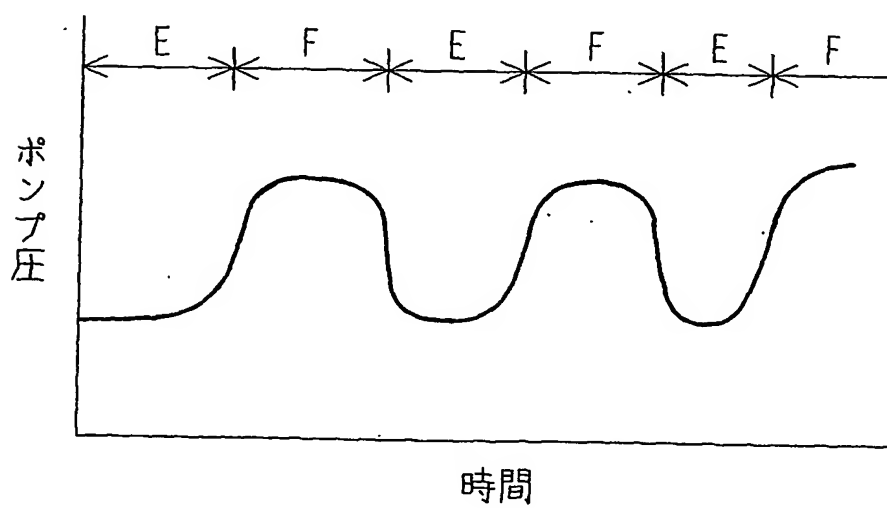


図13

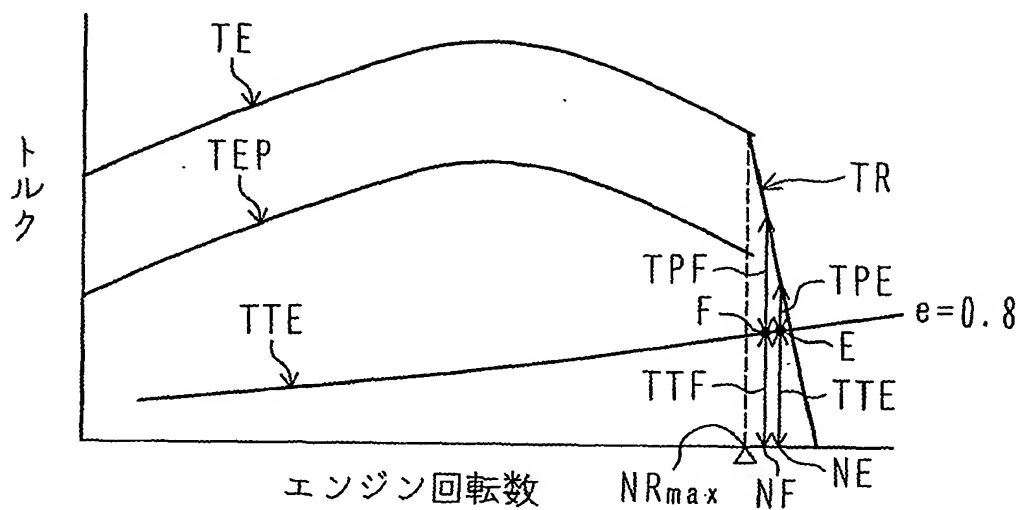
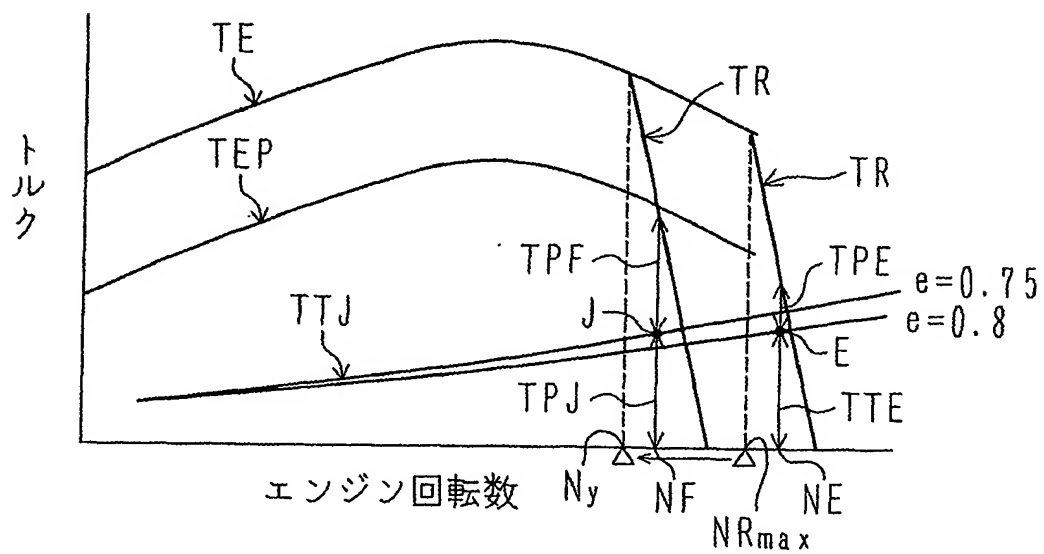


図14



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/011305

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl.⁷ F02D29/04, F02D29/00, F15B11/00, F04B49/00, E02F9/22

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.⁷ F02D29/04, F02D29/00, F15B11/00, F04B49/00, E02F9/22

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2004	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A.	JP 3-286045 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 17 December, 1991 (17.12.91), Page 1, lower left column, lines 5 to 12; page 4, lower right column, lines 1 to 8 (Family: none)	1, 2, 4, 5 3, 6-8
Y A	JP 5-295760 A (Kobe Steel, Ltd.), 09 November, 1993 (09.11.93), Full text; all drawings (Family: none)	1, 2, 4, 5 3, 6-8
Y	JP 64-62525 A (Komatsu Ltd.), 09 March, 1989 (09.03.89), Page 1, lower left column, lines 8 to 10 (Family: none)	4

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"I" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
20 October, 2004 (20.10.04)Date of mailing of the international search report
02 November, 2004 (02.11.04)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/011305

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 63-4131 A (Komatsu Ltd.), 09 January, 1988 (09.01.88), Full text; all drawings (Family: none)	7

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl¹ F02D29/04, F02D29/00, F15B11/00, F04B49/00,
E02F9/22

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl¹ F02D29/04, F02D29/00, F15B11/00, F04B49/00,
E02F9/22

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2004年
 日本国実用新案登録公報 1996-2004年
 日本国登録実用新案公報 1994-2004年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	J P 3-286045 A (日立建機株式会社) 1991.12.17, 第1頁左下欄第5~12行, 第4頁右下欄第1~8行 (ファミリーなし)	1, 2, 4, 5 3, 6-8
Y A	J P 5-295760 A (株式会社神戸製鋼所) 1993.11.09, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1, 2, 4, 5 3, 6-8
Y	J P 64-62525 A (株式会社小松製作所) 1989.03.09, 第1頁左下欄第8~10行 (ファミリーなし)	4

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

20.10.2004

国際調査報告の発送日 02.11.2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

関 義彦

3G

9145

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名、及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	J P 63-4131 A (株式会社小松製作所) 1988.01.09, 全文, 全図 (ファミリーなし)	7